

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-290998

(43)Date of publication of application : 07.11.1995

(51)Int.Cl.

B60K 41/06  
F16H 61/04  
// F16H 59:14  
F16H 59:38

(21)Application number : 06-107569

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 22.04.1994

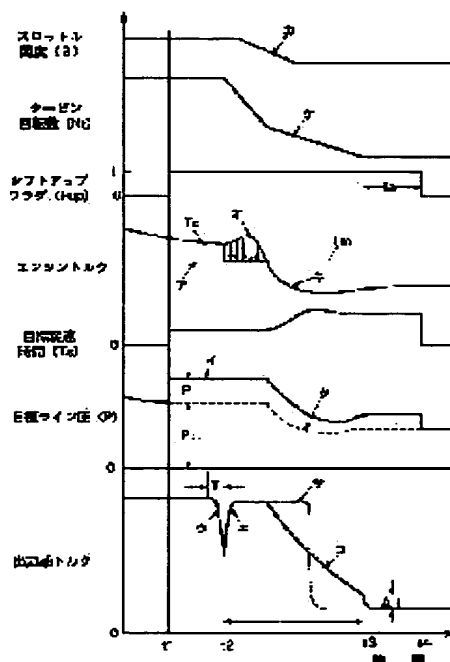
(72)Inventor : KURIYAMA MINORU  
TAKAHANE TETSUO  
SASAKI KAZUO  
UENO TAKASHI  
NISHISATO TETSUYA

## (54) CONTROL DEVICE OF ENGINE AND AUTOMATIC TRANSMISSION

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To efficiently restrain a speed changing shock by setting et input torque in accordance with input torque of an automatic transmission and inertia torque following change of rotation of the transmission and simulatneously, lowering the target input torque at the time of changing speed by way of setting target hydraulic pressure.

**CONSTITUTION:** Supposing that shift up speed changing is carried out in the state where torque down is possible, target torque  $T_m$  at the time of speed changing is set at a point of time  $t_1$  when shift up judgement is carried out, and target line pressure  $P$  is set by input torque hydraulic pressure set in accordance with the target torque  $T_m$  at the time of speed changing and inertia torque hydraulic pressure  $P_i$  found in correspondence with target speed changing time  $T_s$  from an inertia torque hydraulic pressure setting map. Thereafter, after output shaft torque passes a temporarily lowering torque phase  $T$ , engine torque  $T_e$  is lowered so that the target torque  $T_m$  is realized at a point of time  $t_2$  when output torque is transferred to a rising inertia phase  $I$ , and the inertia torque hydraulic pressure  $P_i$  is also reduced.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

27.02.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-290998

(43) 公開日 平成7年(1995)11月7日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 6 0 K 41/06

F 1 6 H 61/04

// F 1 6 H 59:14

59:38

審査請求 未請求 請求項の数6 F D (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平6-107569  
 (22) 出願日 平成6年(1994)4月22日

(71) 出願人 000003137  
 マツダ株式会社  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号  
 (72) 発明者 栗山 実  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内  
 (72) 発明者 高羽 徹郎  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内  
 (72) 発明者 佐々木 和夫  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内  
 (74) 代理人 弁理士 福岡 正明

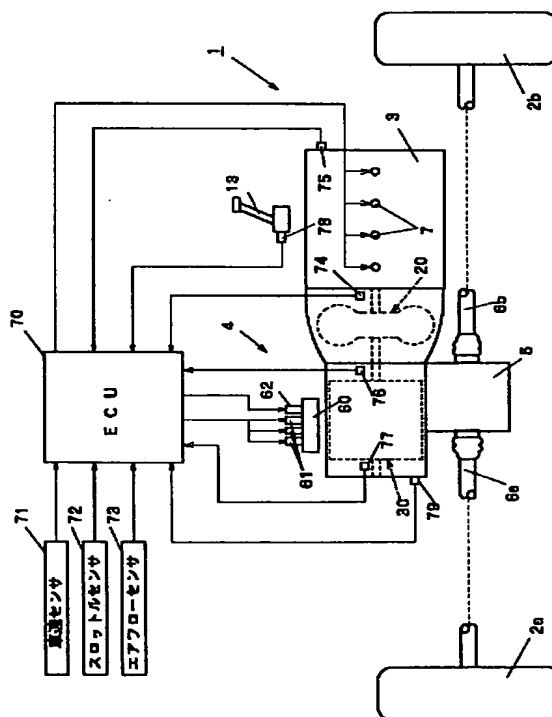
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジン及び自動変速機の制御装置

(57) 【要約】

【目的】 エンジンと自動変速機とが組み合わされた車両用パワープラントにおいて、変速ショックを効果的に抑制するようにすることを目的とする。

【構成】 自動変速機4に入力される入力トルクと変速機構30の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて変速時の目標入力トルクを設定すると共に、設定された目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて変速時の目標油圧を設定するようにする。そして、イナーシャフェーズで上記入力トルクが目標入力トルクとなるようにエンジントルクを低下させると共に、変速中における実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときには、変速中の目標ライン圧を目標入力トルクに対応する油圧に設定し、また上記実入力トルクが目標入力トルクよりも大きくないときには、上記目標ライン圧を該実入力トルクに対応する油圧に設定するようにする。



**【特許請求の範囲】**

【請求項 1】 出力トルクが調整可能なエンジンと、該エンジンの出力トルクが入力される自動変速機とが組み合わされた車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置であって、上記自動変速機に入力される入力トルクと変速機構の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて変速時の目標入力トルクを設定する目標入力トルク設定手段と、設定された目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて変速時の目標油圧を設定する目標油圧設定手段と、変速中に上記入力トルクが目標入力トルクとなるようにエンジントルクを低下させるエンジントルク制御手段と、変速中の作動油圧を実入力トルクと目標入力トルクのうちの小さい方の値に基づいて設定する油圧制御手段とが設けられていることを特徴とする車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置。

【請求項 2】 出力トルクが調整可能なエンジンと、該エンジンの出力トルクが入力される自動変速機とが組み合わされた車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置であって、上記自動変速機に入力される入力トルクと変速機構の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて変速時の目標入力トルクを設定する目標入力トルク設定手段と、設定された目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて変速時の目標油圧を設定する目標油圧設定手段と、変速中に上記入力トルクが目標入力トルクとなるようにエンジントルクを低下させるエンジントルク制御手段と、変速中における実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときには、変速中の作動油圧を目標入力トルクに対応する油圧に設定すると共に、上記実入力トルクが目標入力トルクよりも大きくないときには、上記作動油圧を該実入力トルクに対応する油圧に設定する油圧制御手段とが設けられていることを特徴とする車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置。

【請求項 3】 入力トルクが少なくともエンジンの吸入空気量を含むパラメータに基づいて判定されるように構成されていることを特徴とする請求項 1 もしくは請求項 2 のいずれかに記載の車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置。

【請求項 4】 エンジントルク制御手段は、イナーシャフェーズにおいて実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときに、エンジントルクを目標入力トルクに対応する所定値に固定するように構成されていることを特徴とする請求項 1 から請求項 3 のいずれかに記載の車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置。

【請求項 5】 変速前後における変速機構の入力側回転数の変化量と入力トルクとに基づいて目標変速時間を設定する目標変速時間設定手段が設けられていると共に、該設定手段で設定された目標変速時間内で変速動作が完

了する入力側回転数の変化率がイナーシャトルクの代用値として採用されていることを特徴とする請求項 1 から請求項 4 のいずれかに記載の車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置。

【請求項 6】 変速中に実入力トルクに応じて目標変速時間を変更する目標変速時間変更手段と、変更された目標変速時間が長くなるほどイナーシャトルクに対応するイナーシャトルク油圧を小さく変更するイナーシャトルク油圧変更手段とが設けられていることを特徴とする請求項 1 から請求項 5 のいずれかに記載の車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

【産業上の利用分野】 この発明は車両用パワープラントにおけるエンジン及び自動変速機の制御装置、特に摩擦要素の締結力を油圧によって制御するようにしたものに關する。

**【0002】**

【従来の技術】 自動車などに搭載される自動変速機は、エンジン出力が入力されるトルクコンバータと、該コンバータの出力によって駆動される変速機構とを組み合わせ、この変速機構の動力伝達経路をクラッチやブレーキなどの複数の摩擦要素の選択的作動により切り換えて、運転者の要求や運転状態に応じて所定の変速段へ自動的に変速させるように構成したもので、この種の自動変速機においては、上記摩擦要素を締結するためのライン圧を生成する油圧制御回路が備えられる。その場合に、この油圧制御回路によって生成されるライン圧が摩擦要素への入力トルクに対して低すぎると、該摩擦要素のトルク伝達容量が不足して、所要のトルクを確実に伝達できず、例えば変速時に摩擦要素が不必要にスリップして変速フィーリングを悪化させたり、摩擦要素の耐久性を損なわせることにもなる。逆に、上記ライン圧が高すぎると、例えば変速時に過大な変速ショックを生じさせたり、オイルポンプを駆動するためのトルクが必要以上に大きくなってエンジン出力が徒に消費されることになり、燃費性能を悪化させることになる。

【0003】 これに対しては、例えば特開平 3-249466 号公報に記載されているように、入力トルクに基づいてライン圧を設定する一方、変速中には入力トルクを変速動作が開始する直前の値に固定してライン圧を制御すると共に、スロットルの変化割合に応じてライン圧を補正するようにしたものがある。これによれば、変速中のライン圧がエンジンの出力トルクにほぼ対応して制御されることから、良好な変速特性を得ることが期待される。

**【0004】**

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記公報記載の従来技術においては、変速時にエンジンの出力トルクを調整するようにはなっていないから、変速ショ

ックを効果的に抑制できないことになる。

【0005】この発明は、エンジンと自動変速機とが組み合わされた車両用パワープラントにおける上記の問題に対処するもので、変速ショックを効果的に抑制するようにすることを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】すなわち、本願の請求項1の発明（以下、第1発明という）は、出力トルクが調整可能なエンジンと、該エンジンの出力トルクが入力される自動変速機とが組み合わされた車両用パワープラントにおいて、上記自動変速機に入力される入力トルクと変速機構の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて変速時の目標入力トルクを設定する目標入力トルク設定手段と、設定された目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて変速時の目標油圧を設定する目標油圧設定手段と、変速中に上記入力トルクが目標入力トルクとなるようにエンジントルクを低下させるエンジントルク制御手段と、変速中の作動油圧を実入力トルクと目標入力トルクのうちの小さい方の値に基づいて設定する油圧制御手段とを設けたことを特徴とする。

【0007】また、本願の請求項2の発明（以下、第2発明という）は、出力トルクが調整可能なエンジンと、該エンジンの出力トルクが入力される自動変速機とが組み合わされた車両用パワープラントにおいて、上記自動変速機に入力される入力トルクと変速機構の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて変速時の目標入力トルクを設定する目標入力トルク設定手段と、設定された目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて変速時の目標油圧を設定する目標油圧設定手段と、変速中に上記入力トルクが目標入力トルクとなるようにエンジントルクを低下させるエンジントルク制御手段と、変速中における実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときには、変速中の作動油圧を目標入力トルクに対応する油圧に設定すると共に、上記実入力トルクが目標入力トルクよりも大きくないときには、上記作動油圧を該実入力トルクに対応する油圧に設定する油圧制御手段とを設けたことを特徴とする。

【0008】そして、本願の請求項3の発明（以下、第3発明という）は、上記第1、第2発明の構成において、入力トルクを少なくともエンジンの吸入空気量を含むパラメータに基づいて判定するように構成したことを特徴とする。

【0009】さらに、本願の請求項4の発明（以下、第4発明という）は、上記第1～第3発明におけるエンジントルク制御手段を、イナーシャフェーズにおいて実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときに、エンジントルクを目標入力トルクに対応する所定値に固定するように構成したことを特徴とする。

【0010】また、本願の請求項5の発明（以下、第5発明という）は、上記第1～第4発明の構成に加えて、

変速前後における変速機構の入力側回転数の変化量と入力トルクとに基づいて目標変速時間を設定する目標変速時間設定手段を設けると共に、該設定手段で設定された目標変速時間内で変速動作が完了する入力側回転数の変化率をイナーシャトルクの代用値として採用したことを特徴とする。

【0011】さらに、本願の請求項6の発明（以下、第6発明という）は、上記第1～第5発明の構成に加えて、変速中に実入力トルクに応じて目標変速時間を変更する目標変速時間変更手段と、変更された目標変速時間が長くなるほどイナーシャトルクに対応するイナーシャトルク油圧を小さく変更するイナーシャトルク油圧変更手段とを設けたことを特徴とする。

【0012】

【作用】上記の構成によれば次のような作用が得られる。

【0013】すなわち、第1～第6発明のいずれにおいても、自動変速機に入力される入力トルクと当該変速機の変速機構の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて目標入力トルクが設定されると共に、該目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて目標油圧が設定されることになるので、変速時に目標入力トルクを低下させることにより、トルクダウンを行いつつ作動油圧を摩擦要素の要求油圧に適切に対応させることが可能となって、変速ショックが効果的に抑制されることになる。

【0014】特に、第1発明によれば、変速中の作動油圧を、実入力トルクと目標入力トルクのうちの小さいほうの値に基づいて設定するようにしているので、例えば変速中にスロットル操作が行われて実入力トルクが目標入力トルクよりも低下したとしても、それに伴って作動油圧も低下されることになり、これによって変速終了時のトルクショックが抑制されることになる。

【0015】また、第2発明によれば、変速中における実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときには、変速中の作動油圧を目標入力トルクに対応する油圧に設定すると共に、上記実入力トルクが目標入力トルクよりも大きくないときには、上記作動油圧を該実入力トルクに対応する油圧に設定するようにしているので、上記第1発明と同様な作用が得られることになる。

【0016】そして、第3発明によれば、上記入力トルクを少なくとも吸入空気量を含むパラメータに基づいて判定するようにしているので、作動油圧が要求油圧に精度よく対応して制御されることになって、変速ショックを効果的に防止することができる。

【0017】一方、第4発明によれば、イナーシャフェーズにおいて実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときには、エンジントルクが目標入力トルクに対応する所定値に固定されるようになっているので、滑らかな変速動作が行われることになる。

【0018】また、第5発明によれば、変速前後における変速機構の入力側回転数の変化量と入力トルクとに基づいて目標変速時間を設定すると共に、該目標変速時間内で変速動作が完了する入力側回転数の変化率をイナーシャトルクの代用値としているので、変速時の目標入力トルク及び目標油圧を簡単かつ精度よく運転状態に対応させて設定することができる。

【0019】さらに、第6発明によれば、変速中に実入力トルクに応じて目標変速時間が変更されると共に、変更された目標変速時間が長くなるほどイナーシャトルクに対応するイナーシャトルク油圧が小さく変更されることになるので、変速終了時のトルクショックがより一層軽減されることになる。

【0020】

【実施例】以下、本発明の実施例について説明する。

【0021】図1に示すように、本発明が適用される自動車1は、左右の前輪2a、2bが駆動輪とされていると共に、エンジン3の出力トルクが自動変速機4から差動装置5及び左右の駆動軸6a、6bを介して前輪2a、2bに伝達されるようになっている。エンジン3には、各気筒ごとに点火プラグ7...7が設けられている。

【0022】一方、上記自動変速機4は、図2にも示すように、エンジン3の出力軸8に連結されたトルクコンバータ20と、その出力トルク（タービントルク）が入力される変速機構30と、該機構30の動力伝達経路を切り換えるクラッチやブレーキなどの複数の摩擦要素41～46及びワンウェイクラッチ51、52と、上記摩擦要素41～46に選択的にライン圧を供給することにより上記変速機構30の変速比（変速段）を切り換える油圧制御ユニット60とを有し、これらにより走行レンジとしてのD、S、L、Rの各レンジと、Dレンジでの1～4速、Sレンジでの1～3速、Lレンジでの1～2速が得られるようになっている。

【0023】上記トルクコンバータ20は、エンジン出力軸8に連結されたケース21内に固設されたポンプ22と、該ポンプ22に対向状に配置されて該ポンプ22により作動油を介して駆動されるタービン23と、該ポンプ22とタービン23との間に介設されると共に変速機ケース9にワンウェイクラッチ24を介して支持されてトルク増大作用を行うステータ25と、上記ケース21とタービン23との間に設けられ、該ケース21を介してエンジン出力軸8とタービン23とを直結するロックアップクラッチ26とで構成されている。そして、上

記タービン23の回転がタービンシャフト27を介して変速機構30側に出力されるようになっている。ここで、上記エンジン出力軸8にはタービンシャフト27内を貫通するポンプシャフト10が連結され、該シャフト10により変速機4の反エンジン側端部に備えられたオイルポンプ11が駆動されるようになっている。

【0024】一方、上記変速機構30はラビニョ型ブラネタリギヤ装置で構成され、上記タービンシャフト27上に遊嵌合された小径のスモールサンギヤ31と、該サンギヤ31の反エンジン側において同じくタービンシャフト27上に遊嵌合された大径のラージサンギヤ32と、上記スモールサンギヤ31に噛合された複数のショートピニオンギヤ33と、エンジン側の半部が該ショートピニオンギヤ33に噛合され、反エンジン側の半部が上記ラージサンギヤ32に噛合されたロングピニオンギヤ34と、該ロングピニオンギヤ34及び上記ショートピニオンギヤ33を回転自在に支持するキャリア35と、ロングピニオンギヤ34に噛合されたリングギヤ36とで構成されている。

【0025】そして、上記タービンシャフト27とスモールサンギヤ31との間に、フォワードクラッチ41と第1ワンウェイクラッチ51とが直列に介設され、またこれらのクラッチ41、51に並列にコーストクラッチ42が介設されていると共に、タービンシャフト27とキャリア35との間には3-4クラッチ43が介設され、さらに該タービンシャフト27とラージサンギヤ32との間にリバースクラッチ44が介設されている。また、上記ラージサンギヤ32とリバースクラッチ44との間にはラージサンギヤ32を固定するバンドブレーキでなる2-4ブレーキ45が設けられていると共に、上記キャリア35と変速機ケース9との間には、該キャリア35の反力を受け止める第2ワンウェイクラッチ52と、キャリア35を固定するローリバースブレーキ46とが並列に設けられている。そして、上記リングギヤ36が出力ギヤ12に連結され、該出力ギヤ12から差動装置5を介して左右の前輪2a、2bに回転が伝達されるようになっている。

【0026】ここで、上記各クラッチやブレーキ等の摩擦要素41～46及びワンウェイクラッチ51、52の作動状態と変速段との関係をまとめると、次の表1に示すようになる。

【0027】

【表1】

レンジ	フォワード クラッチ (41)	コースト クラッチ (42)	3-4 クラッチ (43)	リバースク ラッチ (44)	2-4 ブレーキ (45)	ローリバース ブレーキ (46)	ワンウェイクラッチ	
							第1 (51)	第2 (52)
P								
R				○		○		
N								
D	1速	○					○	○
	2速	○			○		○	
	3速	○	○	○			○	
	4速	○		○	○			
S	1速	○					○	○
	2速	○	○		○		○	
	3速	○	○	○			○	
L	1速	○	○			○	○	○
	2速	○	○		○		○	

さらに、上記エンジン 3 及び自動変速機 4 を統合制御するコントロールユニット（以下、ECU という）70 が備えられ、この ECU 70 は、当該自動車 1 の車速を検出する車速センサ 71 からの信号、エンジン 3 のスロットルバルブの開度を検出するスロットルセンサ 72 からの信号、エンジン 3 の吸入空気量を検出するエアフローセンサ 73 からの信号、エンジン回転数を検出するエンジン回転センサ 74 からの信号、エンジン 3 の冷却水温度を検出する水温センサ 75 からの信号、トルクコンバータ 20 の出力回転数（タービン回転数）を検出するタービン回転センサ 76 からの信号、変速機構 30 の出力回転数を検出する出力回転センサ 77 からの信号、セレクタレバー 13 によるシフト位置（レンジ）を検出するシフト位置センサ 78 からの信号、自動変速機 4 の作動油温度を検出する油温センサ 79 からの信号などを入力して、自動変速機 4 に対しては、油圧制御ユニット 60 に備えられた変速用ソレノイドバルブ 61…61 による変速制御と、同じく油圧制御ユニット 60 に備えられたデューティソレノイドバルブ 62 によるライン圧制御を行うと共に、エンジン 3 に対しては点火プラグ 7…7 に対する点火制御などを行うようになっている。さらに、この実施例においては、変速時に点火制御によりエンジン 3 の出力トルクを低減させる制御が行われる。

【0028】ここで、上記油圧制御ユニット 60 におけるライン圧制御部分の構成について説明する。

【0029】図 3 に示すように、上記オイルポンプ 11 から吐出される作動油の圧力を所定のライン圧に調整するレギュレータバルブ 63 と、該レギュレータバルブ 6

3 に制御圧を供給するスロットルモデュレータバルブ 64 とが備えられている。このスロットルモデュレータバルブ 64 には、上記オイルポンプ 11 からの作動油が吐出されるメインライン 65 から該作動油を一定圧に減圧するレデュシングバルブ 66 を介して導かれた一定圧ライン 67 が接続されていると共に、該モデュレータバルブ 64 から上記レギュレータバルブ 63 の一端に設けられた増圧ポート 63a に増圧ライン 68 が導かれている。また、該スロットルモデュレータバルブ 64 の一端の制御ポート 64a には、上記一定圧ライン 67 から分岐された制御圧ライン 69 が接続されている。

【0030】そして、この制御圧ライン 69 に、図 1 に示したライン圧制御用のデューティソレノイドバルブ 62 が設置されて、該デューティソレノイドバルブ 62 のデューティ率に応じた制御圧が上記スロットルモデュレータバルブ 64 の制御ポート 64a に導入されることにより、上記ライン 67 から制御圧ライン 69 を介して給圧された一定圧が、該パイロット圧ないし上記デューティ率に応じた圧力に調整された上で、増圧ライン 68 を介してレギュレータバルブ 63 の増圧ポート 63a に給圧されるようになっている。したがって、このレギュレータバルブ 63 によって圧力が調整されたライン圧は上記デューティ率に応じた圧力となる。

【0031】次に、本発明の特徴部分である変速時のライン圧制御とトルクダウン制御とを説明すると、例えばスケジュールアップ変速時におけるライン圧制御は、具体的には図 4、図 5 に示すフローチャートに従って次のように行われる。

【0032】すなわち、ECU70は、ステップS1で各種信号を読み込んだ上で、ステップS2でシフトアップフラグFupが1にセットされているか否かを判定する。シフトアップフラグFupが1にセットされているときには、ステップS3で次の関係式(1)に従って変

$$\Delta Nt = Nts - Nos \cdot Go$$

$$Tt = t \cdot Te$$

ここで、Ntsは変速判定時のタービン回転数、Nosは同じく変速機構30の出力回転数、Goは変速終了後のギヤ比、Teはエンジントルク、tはトルクコンバータ20のトルク増大係数を示す。なお、エンジントルクTeは、後述するように、吸入空気量、エンジン回転数、点火時期などをパラメータとして算出されるようになっている。

【0034】次いで、ECU70はステップS5に進んでエンジン3がトルクダウンが可能な運転状態か否かを判定する。なお、ECU70は、例えば水温センサ75からの信号が示す冷却水温度がエンジン3の暖機状態を示すときにトルクダウンが可能と判定するようになっている。

【0035】ECU70は、上記ステップS5において

$$Am = |\Delta Nt / Ts|$$

つまり、変速前後の回転変化量 $\Delta Nt$ を目標変速時間Tsで除算した値を目標角加速度Amとするのである。

【0037】次に、ECU70は、ステップS9を実行してシフトアップフラグFupが非変速状態を示す0から変速状態を示す1に切り換わった直後か否かを判定する。つまり、変速判定が行われた直後か否かを判定するのである。ECU70はシフトアップフラグFupが0から1に切り換わった直後であると判定したときには、ステップS10で予めタービントルクと角加速度とをパラメータとして設定したマップに従って、現実のタービントルクTtと目標角加速度Amとに対応する変速時目標トルクTmを設定すると共に、ステップS11を実行してエンジントルクTeが上記変速時目標トルクTmよりも大きいか否かを判定する一方、シフトアップフラグFupが0から1に切り換わった直後ではないと判定したときには、上記ステップS10をスキップしてステップS11に進み、エンジントルクTeが上記変速時目標トルクTmよりも大きいか否かを判定する。つまり、変速判定時にのみ、そのときのタービントルクTtと角加速度Arとに基づいて変速時目標トルクTmが設定されることになる。

【0038】ECU70は、上記ステップS11においてエンジントルクTeが変速時目標トルクTmよりも大きくないと判定したときには、ステップS12に進んで上記エンジントルクTeを変速時目標トルクTmとしてセットした上で、ステップS13に進んで変速時目標ト

$$Pcl = Pt + Pi$$

次に、ECU70はステップS16に進んで、上記目標

速前後のタービン回転数Ntの回転変化量 $\Delta Nt$ を算出すると共に、ステップS4で関係式(2)に従ってタービントルクTtを算出する。

【0033】

$$\dots (1)$$

$$\dots (2)$$

トルクダウンが可能であると判定したときには、ステップS6を実行してトルクコンバータ20のロックアップクラッチ26がOFF状態か否かを判定する。ECU70は、ロックアップクラッチ26がOFF状態、つまりトルクコンバータ20が作動流体を介してトルクの伝達を行うコンバータ状態であると判定したときには、ステップS7に進んで予めタービントルクTtと回転変化量 $\Delta Nt$ とシフトパターン(変速の種類)Psとをパラメータとして設定されたトルクダウン時目標変速時間マップに従って目標変速時間Tsを算出した上で、ステップS8で次の関係式(3)に従って目標角加速度Amを演算する。

【0036】

$$\dots (3)$$

トルクTmに対応する入力トルク油圧Ptを設定すると共に、エンジントルクTeが変速時目標トルクTmよりも大きいと判定したときには、ステップS12をスキップしてステップS13を実行して変速時目標トルクTmに対応する入力トルク油圧Ptを設定する。つまり、ECU70は、例えば図6に示すように、予め入力トルクをパラメータとしてシフトパターンごとに設定された入力トルク油圧設定マップに、変速時目標トルクTmを当てはめることにより、該目標トルクTmに対応する値を入力トルク油圧Ptとして読み出すようになっている。その場合に、上記入力トルク油圧設定マップは、変速時目標トルクTm(入力トルク)が増大するほど該入力トルク油圧Ptが増加するように設定されている。

【0039】また、ECU70はステップS14を実行して、図7に示すように、角加速度をパラメータとしてシフトパターンごとに設定されたイナーシャトルク油圧設定マップに基づいて、目標角加速度Amに対応するイナーシャトルク油圧Piを設定する。この場合においても、上記イナーシャトルク油圧設定マップは、目標角加速度Amが増大するほどイナーシャトルク油圧Piが増加するように設定されている。

【0040】そして、ECU70はステップS15を実行して、次の関係式(4)に従って、入力トルク油圧Ptとイナーシャトルク油圧Piとから目標締結圧Pclを演算する。

【0041】

$$\dots (4)$$

締結圧Pclに油温補正を行うことにより、最終的な目



標ライン圧Pを演算する。

【0042】つまり、一般に、摩擦要素は摩擦部材同士が摩擦接触することにより締結されることになるが、対接する摩擦部材の接触面ないし摺動面の摩擦係数は、両摩擦部材間の作動油温度 $T_o$ によって左右される。具体的には、作動油温度 $T_o$ が低いほど摩擦係数 $\mu$ が増大する。したがって、例えば図8に示すように、作動油温度

$$P = P_{c1} \cdot k \mu$$

そして、ECU70はステップS17を実行して、この目標ライン圧Pと上記変速時目標トルク $T_m$ とを出力する。

【0044】したがって、自動変速機4においては、上記目標ライン圧Pが得られるようにデューティソレノイドバルブ62がデューティ制御されることになる。

【0045】また、ECU70は上記ステップS6においてロックアップクラッチ26のOFF状態ではないと判定したとき、つまりトルクコンバータ20のロックアップ状態であると判定したときには、ステップS18へ分岐して予めタービントルク $T_t$ と回転変化量 $\Delta N_t$ とシフトパターン（変速の種類） $P_s$ とをパラメータとして設定されたロックアップ用トルクダウン時目標変速時間マップに従って目標変速時間 $T_s$ を算出した上で、ステップS8で上記関係式（3）に従って目標角加速度 $A_m$ を演算する。その場合に、上記ロックアップ用トルクダウン時目標変速時間マップは、非ロックアップ用のトルクダウン時目標変速時間マップに比べて目標変速時間が長くなるように設定されている。したがって、上記関係式（3）に従って演算される目標角加速度 $A_m$ は、コンバータ状態に比べて相対的に小さな値となる。

【0046】このようにトルクダウン可能時においては、目標角加速度 $A_m$ とタービントルク $T_t$ とに基づいてエンジン3の変速時目標トルク $T_m$ が設定されると共に、変速機構30の入力トルクに対応する入力トルク油圧 $P_t$ が上記変速時目標トルク $T_m$ に基づいて設定されることになるので、該入力トルク油圧 $P_t$ が変速時における変速機構30への実際の入力トルクに精度よく対応することになる。

【0047】一方、ECU70は、上記ステップS5においてエンジン3のトルクダウンが可能ではないと判定したときには、図5のフローチャートのステップS19へ移って、トルクコンバータ20のロックアップクラッチ26がOFF状態か否かを判定する。ECU70は、ロックアップクラッチ26がOFF状態、つまりトルクコンバータ20がコンバータ状態であると判定したときには、ステップS20に移って予めタービントルク $T_t$ と回転変化量 $\Delta N_t$ とシフトパターン $P_s$ とをパラメータとして設定された非トルクダウン時目標変速時間マップに従って目標変速時間 $T_s$ を算出した上で、ステップS21で回転変化量 $\Delta N_t$ と目標変速時間 $T_s$ とを上記関係式（3）に代入することにより、目標角加速度A

をパラメータとして設定した油温補正係数のテーブルから、現在の作動油温度 $T_o$ に対応する油温補正係数 $K_\mu$ を読み出した上で、この補正係数 $K_\mu$ と上記目標締結圧 $P_{c1}$ とを次の関係式（5）に代入することにより、上記最終目標ライン圧Pを求めるのである。

【0043】

…（5）

mを演算する。その場合に、上記非トルクダウン時目標変速時間マップは、非ロックアップ用の上記トルクダウン時目標変速時間マップに対して目標変速時間が長くなるように設定されている。

【0048】そして、ECU70は、ステップS22を実行して、エンジントルク $T_e$ を変速時目標トルク $T_m$ としてセットした上で、図4のフローチャートのステップS13に移って、以下の各ステップを実行する。したがって、この場合にはエンジン3のトルクダウンが行われない。

【0049】また、ECU70は上記ステップS19においてロックアップクラッチ26のOFF状態ではないと判定したときには、ステップS23へ分岐して予めタービントルク $T_t$ と回転変化量 $\Delta N_t$ とシフトパターン（変速の種類） $P_s$ とをパラメータとして設定されたロックアップ用非トルクダウン時目標変速時間マップに従って目標変速時間 $T_s$ を算出した上で、ステップS21で上記関係式（3）に従って目標角加速度 $A_m$ を演算する。その場合に、上記ロックアップ用非トルクダウン時目標変速時間マップは、非ロックアップ用の非トルクダウン時目標変速時間マップに比べて目標変速時間が長くなるように設定されている。したがって、上記関係式（3）に従って演算される目標角加速度 $A_m$ は、コンバータ状態に比べて相対的に小さな値となる。

【0050】次に、上記シフトアップ変速時のトルクダウン制御を図9のフローチャートを参照して説明する。

【0051】すなわち、ECU70はステップT1で各種信号を読み込んだ上で、ステップT2でシフトアップフラグ $F_{up}$ が1にセットされているか否かを判定して、該フラグ $F_{up}$ が1にセットされていればステップT3に進んで、トルクダウンフラグ $F_{td}$ が1にセットされているか否かを判定する。ここで、トルクダウンフラグ $F_{td}$ はトルクダウン実行時に1にセットされると共に、トルクダウン終了時に0にリセットされるようになっている。

【0052】ECU70は、上記ステップT3においてトルクダウンフラグ $F_{td}$ が1にセットされていないと判定したときには、ステップT4に進んでタービン回転数 $N_t$ と出力回転数 $N_o$ とから求めた現実のギヤ比 $G_r$ が、所定のトルクダウン開始判定値 $g_1(N_t)$ よりも小さいか否かを判定し、YESと判定した時点でステップT5を実行してトルクダウンフラグ $F_{td}$ を1にセッ

トした後、ステップT6に進む。ここで、上記トルクダウン開始判定値 $g_1(Nt)$ は変速前のギヤ比よりもわずかに小さな値に設定されている。したがって、例えばタービン回転数 $Nt$ が変速前の回転数よりもわずかに低下したとき、すなわちタービン回転数 $Nt$ が低下し始めたときにトルクダウンフラグ $Ftd$ が1にセットされることになる。

【0053】一方、ECU70は上記ステップT3においてトルクダウンフラグ $Ftd$ が1にセットされていると判定したときには、ステップT7に移ってギヤ比が所定のトルクダウン終了判定値 $g_2(Nt)$ よりも小さいか否かを判定し、YESと判定した時点でステップT8を実行してトルクダウンフラグ $Ftd$ を0にリセットした後、ステップT6に進む。ここで、上記トルクダウン終了判定値 $g_2(Nt)$ は変速後のギヤ比よりもやや大きな値に設定されている。したがって、例えばタービン回転数 $Nt$ が変速後の回転数に接近したとき、すなわち変速動作が終了する直前でトルクダウンフラグ $Ftd$ が

$$Mte = Te - (Te - Tm) \cdot K1$$

なお、 $K1 (< 1)$ は所定の定数である。

【0056】ECU70は、上記ステップT9においてトルクダウンフラグ $Ftd$ の前回値 $Ftd_{(j-1)}$ が0ではないと判定したときには、ステップT13に進んでエンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいかな

$$Mte = \max [Tm, (Mte_{(j-1)} - K2)] \quad \dots (7)$$

この関係式(7)において、 $\max [\alpha, \beta]$ は $\alpha$ と $\beta$ のうちの大きい方の値を採用するということを示している。また、 $Mte_{(j-1)}$ は前回の目標エンジントルク $Mte$ を示し、 $K2$ は $Mte$ の減少率を示す定数である。

【0058】一方、ECU70は、上記ステップT6においてトルクダウンフラグ $Ftd$ の今回値 $Ftd_{(j)}$ が1ではないと判定したときには、ステップT16に進んで該フラグ $Ftd$ の前回値 $Ftd_{(j-1)}$ が1か否かを判定する。すなわち、トルクダウンフラグ $Ftd$ が1から0に切り変わった直後か否かを判定するのである。そし

$$Mte = (Te - Tm) \cdot K3 + Tm \quad \dots (8)$$

なお、 $K3 (< 1)$ は所定の定数である。

【0060】ECU70は、上記ステップT9においてトルクダウンフラグ $Ftd$ の前回値 $Ftd_{(j-1)}$ が1ではないと判定したときには、ステップT18に進んでエンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいかな

$$Mte = \min [Te, (Mte_{(j-1)} + K4)] \quad \dots (9)$$

この関係式(9)において、 $\min [\alpha, \beta]$ は、 $\alpha$ と $\beta$ のうちの小さい方の値を採用するということを示している。また、 $K4$ は $Mte$ の増加率を示す定数である。

【0062】そして、ECU70は上記ステップT2においてシフトアップフラグ $Fup$ が1ではないと判定したときには、ステップT20に移って目標エンジントルク $Mte$ としてエンジントルク $Te$ をセットした上で、ステップT12でその目標エンジントルク $Mte$ を出力

0にリセットされることになる。

【0054】ECU70は上記ステップT6に進むと、トルクダウンフラグ $Ftd$ の今回値 $Ftd_{(j)}$ が1であるか否かの判定を行うと共に、今回値 $Ftd_{(j)}$ が1であると判定したときにはステップT9に進んで、該フラグ $Ftd$ の前回値 $Ftd_{(j-1)}$ が0か否かを判定する。すなわち、トルクダウンフラグ $Ftd$ が0から1に切り変わった直後か否かを判定するのである。そして、ECU70はトルクダウンフラグ $Ftd$ の前回値 $Ftd_{(j-1)}$ が0であると判定したとき、つまりトルクダウンフラグ $Ftd$ が1にセットされた直後であると判定したときには、ステップT10に進んでエンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいかなを判定し、エンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいと判定したときにステップT11を実行して、次の関係式(6)に従って目標エンジントルク $Mte$ を算出した上で、ステップT12で該目標エンジントルク $Mte$ を出力する。

$$\dots (6)$$

を判定し、エンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいと判定したときにステップT14を実行して、次の関係式(7)に従って目標エンジントルク $Mte$ を算出する。

$$\dots (7)$$

て、ECU70はトルクダウンフラグ $Ftd$ の前回値 $Ftd_{(j-1)}$ が1であると判定したとき、つまりトルクダウンフラグ $Ftd$ が0にリセットされた直後であると判定したときには、ステップT16に進んでエンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいかなを判定し、エンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいと判定したときにステップT17を実行して、次の関係式(8)に従って目標エンジントルク $Mte$ を算出する。

$$\dots (8)$$

かを判定し、エンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きいと判定したときにステップT19を実行して、次の関係式(9)に従って目標エンジントルク $Mte$ を算出する。

$$\dots (9)$$

【0063】そして、この実施例においては、上記ステップT10、T13、T16、T18において、エンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも大きくないと判定されたときにも、上記ステップT20が実行されて目標エンジントルク $Mte$ としてエンジントルク $Te$ がセットされるようになっている。したがって、エンジントルク $Te$ が目標トルク $Tm$ よりも小さいときには、エン

ントルクの制御が行われないことになる。

【0064】ここで、ECU70が行うエンジントルク制御を説明すると、この実施例においては図10のフローチャートに従ってエンジントルク制御が次のように行われる。

【0065】すなわち、ECU70はステップU1、U2で吸入空気量Qとエンジン回転数Neとを読み込んだ上で、これらの値に基づいて空気充填効率Ceを演算する。ECU70は、ステップU3で、図11に示すように、予めエンジン回転数と空気充填効率とをパラメータとして設定した基本点火時期のマップに、現実のエンジン回転数Neと空気充填効率Ceとを当てはめて、これらに対応する基本点火時期Igoを読み込む。その場合

$$T_e = -a(I_g - b)^{1/2} + c$$

ここで、a、b、cは、エンジン3の運転状態に応じて変化する係数であって、それぞれ図13～図15に示すように、エンジン回転数Neと空気充填効率Ceとをパラメータとするマップとして設定されている。その場合に、係数aを表す関数Fa(Ne, Ce)は、図13に示すように、エンジン回転数Neが増大するほどaの値が小さく、また空気充填効率Ceが増大するほどaの値が増大するように設定されている。また、係数bを表す関数Fb(Ne, Ce)は、図14に示すように、エンジン回転数Neが増大するほどbの値が大きくなり、また空気充填効率Ceが増大するほどbの値が減少するように設定されている。そして、係数cを表す関数Fc(Ne, Ce)は、図15に示すように、エンジン3の出力トルクの特性に相似するように設定されている。

【0069】ECU70は上記の各マップから読み出した係数a、b、cと上記マップから読み出した現時点の

$$M_{ig} = b - [(c - M_{te}) / a]^{1/2}$$

そして、ECU70はステップU10を実行して、上記目標点火時期Migに従って点火時期制御信号を出力する。

【0072】一方、ECU70は上記ステップU7においてエンジントルクTeが目標トルクTmよりも大きくなると判定したときには、ステップU11に移って上記基本点火時期Igoを目標点火時期Migとしてセットした上で、上記ステップU10を実行して、該目標点火時期Migに従って点火時期制御信号を出力する。

【0073】次に、実施例の作用を説明する。

【0074】今、トルクダウンが可能な状態でシフトアップ変速が行われるものとする、図16に示すように、シフトアップ判定が行われた時点t1で、シフトアップフラグFupが1にセットされると同時に、符号アで示すように、変速時目標トルクTmが設定されると共に、該変速時目標トルクTmに基づいて設定された入力トルク油圧と、イナーシャトルク油圧設定マップから目標変速時間Tsに対応して求められたイナーシャトルク油圧Piとにより、符号イで示すように目標ライン圧P

に、上記基本点火時期のマップは、エンジン回転数Neが高くなるほど進角量が大きく、また空気充填効率Ceが大きくなるほど進角量が小さくなるように設定されている。

【0066】そして、ECU70はステップU4でエンジントルク特性を読み込んだ上で、ステップU5でエンジントルクTeを演算する。

【0067】つまり、正駆動状態でのエンジントルクTeは、図12に示すように点火時期Igについての2次関数として近似することができ、これを式で示せば次の関係式(10)となる。

【0068】

$$\dots (10)$$

基本点火時期Igoとを上記関係式(10)に代入することによりエンジントルクTeを演算する。これにより、トルクダウンを行わない場合のエンジントルクが求められることになる。そして、このようにして求められたエンジントルクTeが各種の演算の基礎として用いられるようになっている。

【0070】ECU70は、上記ステップU5においてエンジントルクTeを演算すると、ステップU6に進んで目標トルクTmを読み込むと共に、ステップU7でエンジントルクTeが該目標トルクTmよりも大きいか否かを判定する。エンジントルクTeが目標トルクTmよりも大きいときには、ステップU8で目標エンジントルクMteを読み込んだ上で、上記関係式(10)を変形した関係式(11)に従って目標点火時期Migを算出する。

【0071】

$$\dots (11)$$

が設定される。そして、符号ウで示すように出力軸トルクが一時的に低下するトルクフェーズTを経た後、符号エで示すように出力トルクが上昇するイナーシャフェーズIに移行した時点t2で、符号オで示すように上記目標トルクTmが実現されるようにエンジントルクが低下されることになる。

【0075】ところで、変速途中に例えばアクセルペダルが戻されて、符号カで示すように、スロットル開度θが低下する場合がある。この場合、スロットルバルブの開動に伴って吸入空気量Pが減少することになるから、該吸入空気量Qをパラメータとして演算されるエンジントルクTeも低下することになる。その場合に、符号キで示すようにエンジントルクTeが目標トルクTmよりも低くなるような運転状態においては、トルクダウン制御がキャンセルされると共に、上記エンジントルクTeに基づいて入力トルク油圧Ptが設定されることになる。したがって、符号クで示すように、エンジントルクTeの低下に応じて入力トルク油圧Ptが低下することになる。

【0076】そして、この実施例においては、エンジントルク $T_e$ の減少に伴って目標変速時間 $T_s$ が延長されると共に、該目標変速時間 $T_s$ の延長に応じてイナーシャトルク油圧 $P_i$ も減少されることになる。したがって、エンジントルク $T_e$ が目標トルク $T_m$ よりも低下した後は、符号ケで示すようにタービン回転数 $N_t$ の減少率が低減されることになって、その結果、変速動作が当初よりも緩やかに進行することになる。これにより、イナーシャフェーズ $I$ の後半における出力軸トルクが、符号コで示すように緩やかに低下することになって、出力軸トルクがイナーシャフェーズが終了した時点 $t_3$ から変速後のギヤ比に対応するトルクに落ち着くまでのトルク段差 $\Delta T$ は、イナーシャフェーズの全期間にわたってエンジントルク $T_e$ を目標トルク $T_m$ に制御する場合のトルク変化（符号サ参照）に比べて著しく小さなものとなる。

【0077】なお、シフトアップフラグ $F_{up}$ はイナーシャフェーズ $I$ が終了した時点 $t_3$ から所定時間 $t_a$ が経過した時点 $t_4$ でリセットされることになる。

【0078】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、自動変速機に入力される入力トルクと当該変速機の変速機構の回転の変化に伴うイナーシャトルクとに基づいて目標入力トルクが設定されると共に、該目標入力トルクと上記イナーシャトルクとに基づいて目標油圧が設定されることとなるので、変速時に目標入力トルクを低下させることにより、トルクダウンを行いつつ作動油圧を摩擦要素の要求油圧に適切に対応させることが可能となつて、変速ショックが効果的に抑制されることになる。

【0079】特に、第1発明によれば、変速中の作動油圧を、実入力トルクと目標入力トルクのうちの小さいほうの値に基づいて設定するようにしているので、例えば変速中にスロットル操作が行われて実入力トルクが目標入力トルクよりも低下したとしても、それに伴って作動油圧も低下されることになり、これによって変速終了時のトルクショックが抑制されることになる。

【0080】また、第2発明によれば、変速中における実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときには、変速中の作動油圧を目標入力トルクに対応する油圧に設定すると共に、上記実入力トルクが目標入力トルクよりも大きくないときには、上記作動油圧を該実入力トルクに対応する油圧に設定するようにしているので、実入力トルクが目標入力トルクよりも低下したとしても、それに伴って作動油圧も低下されることになって、この場合においても変速終了時のトルクショックが抑制されることになる。

【0081】そして、第3発明によれば、上記入力トルクを少なくとも吸入空気量を含むパラメータに基づいて判定するようにしているので、作動油圧が要求油圧に精度よく対応して制御されることになって、変速ショック

を効果的に防止することができる。

【0082】一方、第4発明によれば、イナーシャフェーズにおいて実入力トルクが目標入力トルクよりも大きいときに、エンジントルクが目標入力トルクに対応する所定値に固定されるようになっているので、滑らかな変速動作が行われることになる。

【0083】また、第5発明によれば、変速前後における変速機構の入力側回転数の変化量と入力トルクとに基づいて目標変速時間を設定すると共に、該目標変速時間内で変速動作が完了する入力側回転数の変化率をイナーシャトルクの代用値としているので、変速時の目標入力トルク及び目標油圧を簡単かつ精度よく運転状態に対応させて設定することができる。

【0084】さらに、第6発明によれば、変速中に実入力トルクに応じて目標変速時間が変更されると共に、変更された目標変速時間が長くなるほどイナーシャトルクに対応するイナーシャトルク油圧が小さく変更されることになるので、変速終了時のトルクショックがより一層軽減されることになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 エンジン及び自動変速機の制御システム図である。

【図2】 自動変速機の骨子図である。

【図3】 油圧制御ユニットのライン圧制御部分を示す回路図である。

【図4】 スケジュールアップ変速時におけるライン圧制御の一部を示すフローチャート図である。

【図5】 同じくライン圧制御の一部を示すフローチャート図である。

【図6】 該制御で用いるマップの説明図である。

【図7】 同じく該制御で用いるマップの説明図である。

【図8】 同じく該制御で用いるマップの説明図である。

【図9】 該制御と並行して行われるトルクダウン制御を示すフローチャート図である。

【図10】 エンジントルク制御を示すフローチャート図である。

【図11】 該制御で用いるマップの説明図である。

【図12】 エンジントルクの点火時期に対する特性図である。

【図13】 エンジントルクの近似式における係数を求めるマップの説明図である。

【図14】 同じくエンジントルクの近似式における係数を求めるマップの説明図である。

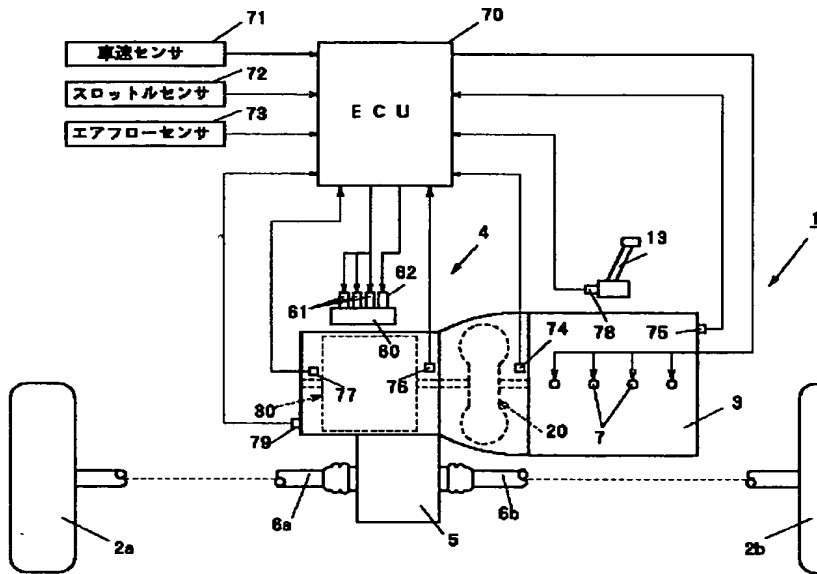
【図15】 同じくエンジントルクの近似式における係数を求めるマップの説明図である。

【図16】 実施例の作用を示すタイムチャート図である。

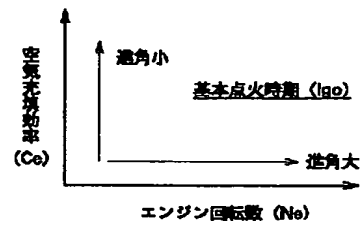
【符号の説明】

- |    |               |    |           |
|----|---------------|----|-----------|
| 3  | エンジン          | 63 | レギュレータバルブ |
| 4  | 自動変速機         | 70 | ECU       |
| 30 | 変速機構          | 74 | エンジン回転センサ |
| 60 | 油圧制御ユニット      | 76 | タービン回転センサ |
| 62 | デューティソレノイドバルブ | 77 | 出力回転センサ   |

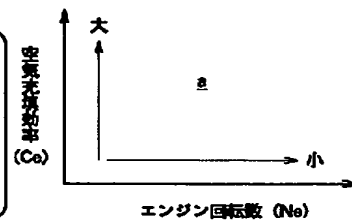
【図 1】



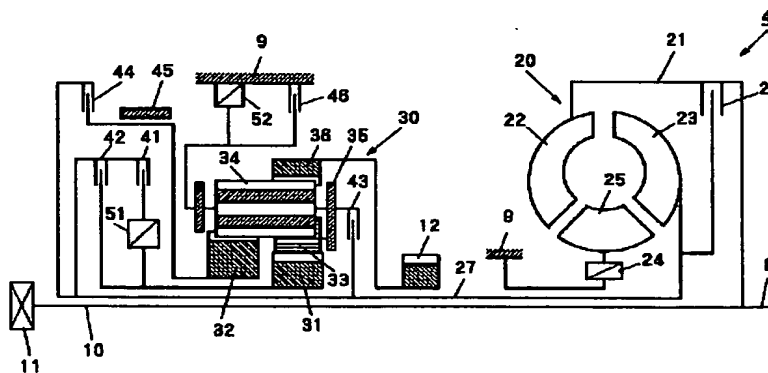
【図 11】



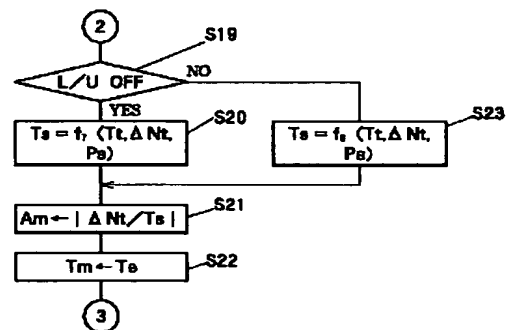
【図 13】



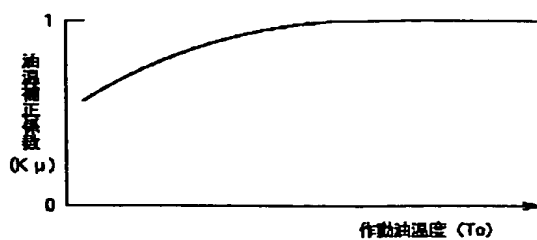
【図 2】



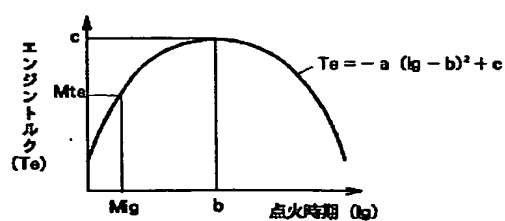
【図 5】



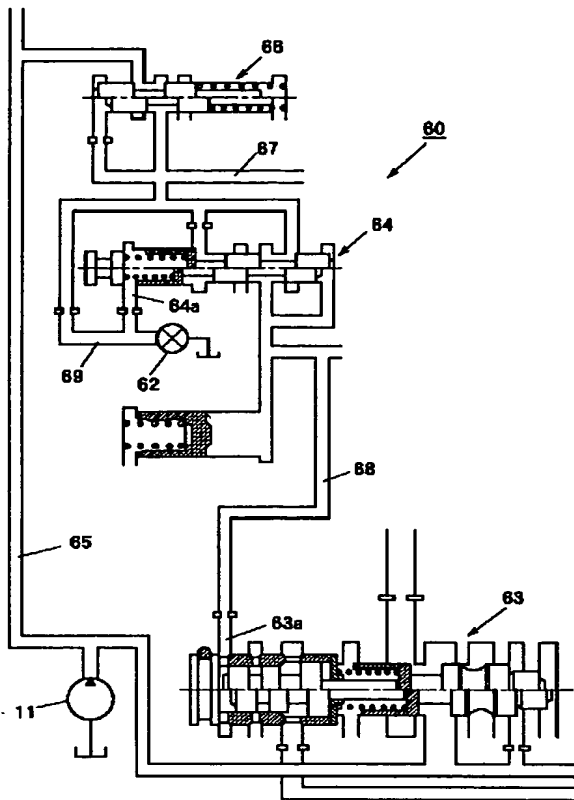
【図 8】



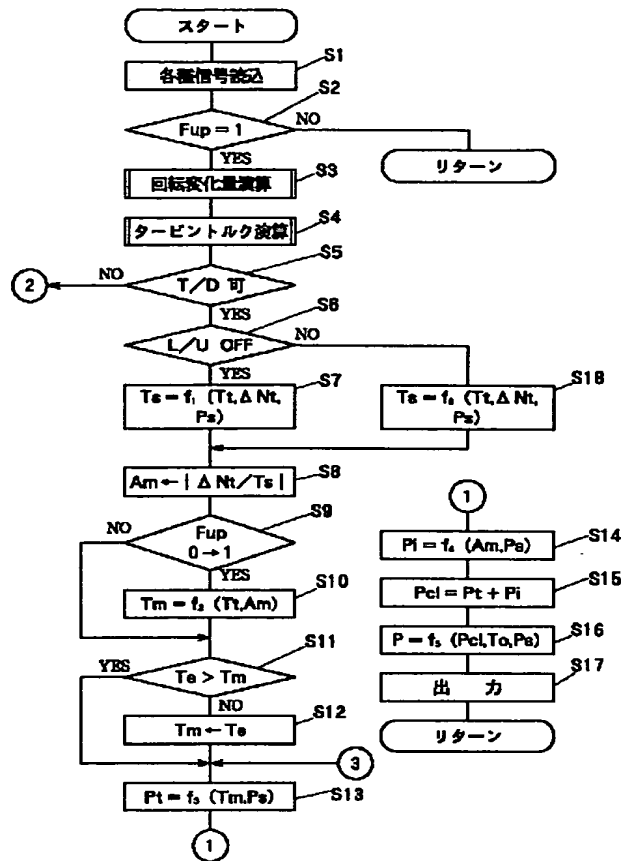
【図 12】



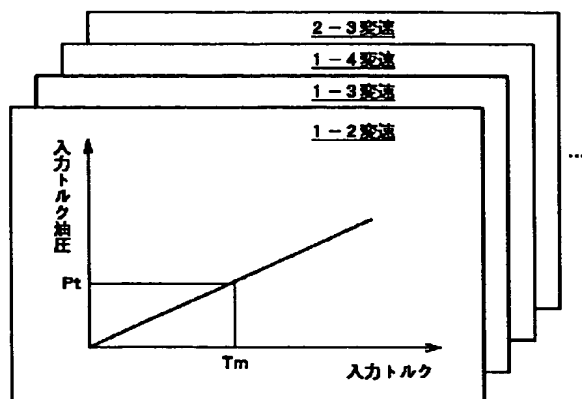
【図 3】



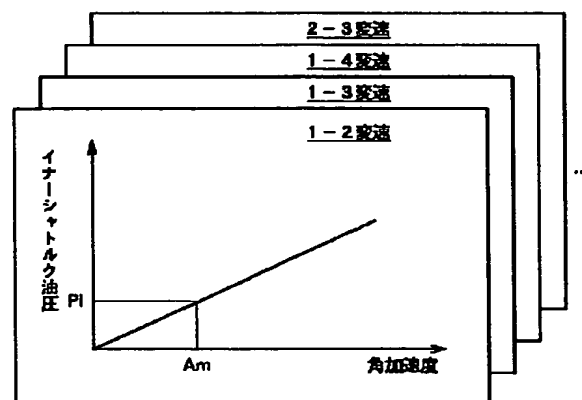
【図 4】



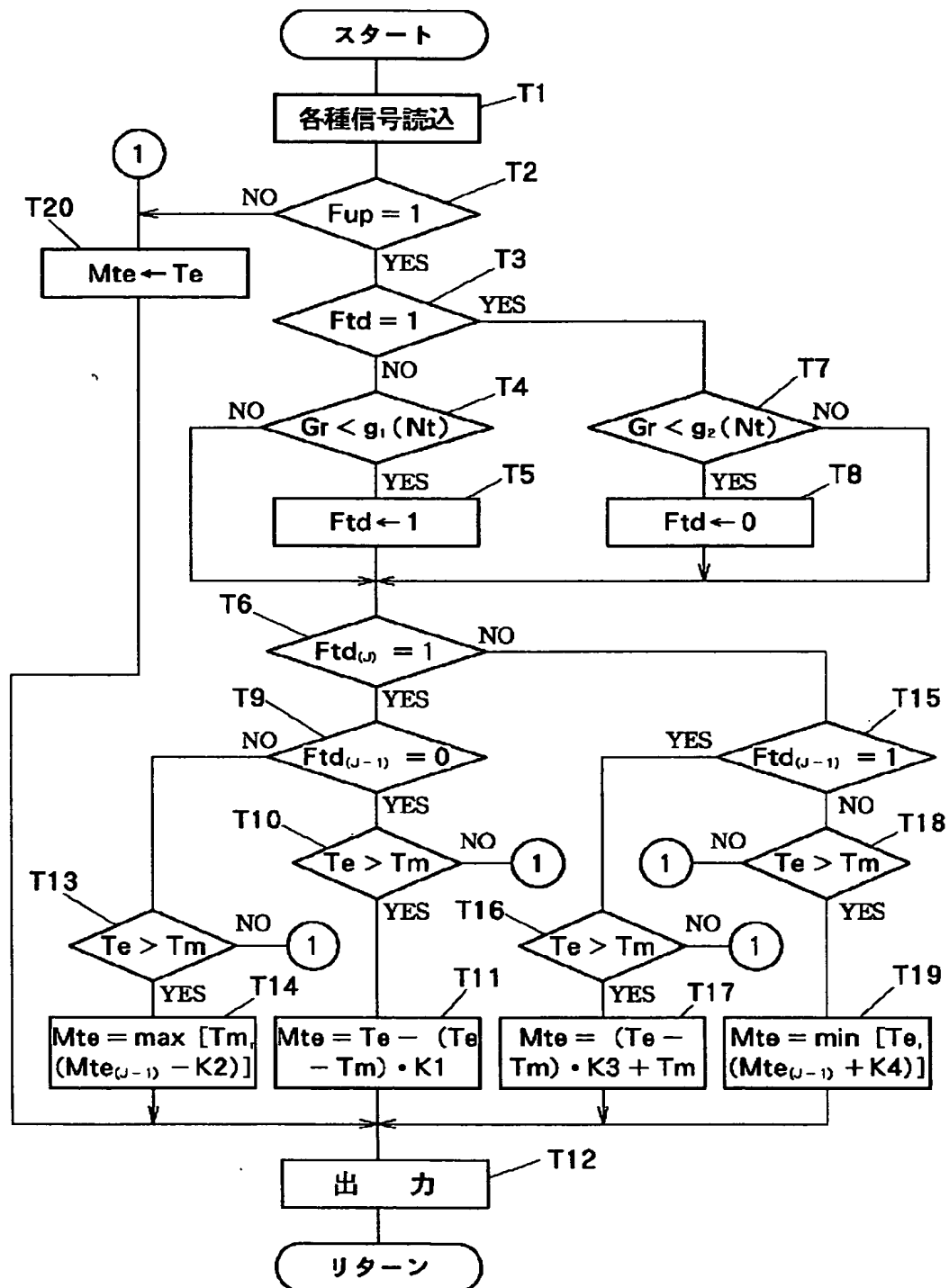
【図 6】



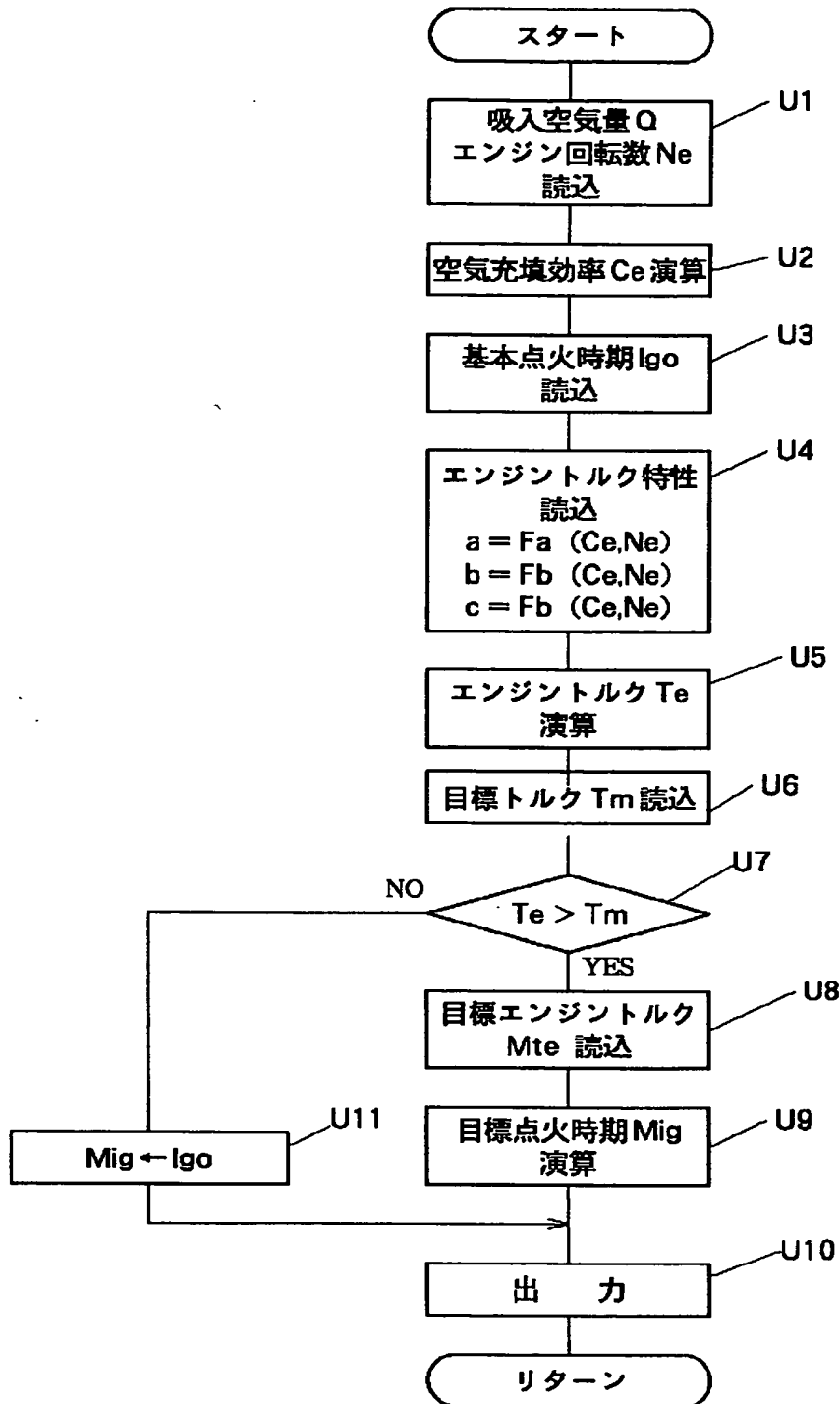
【図 7】



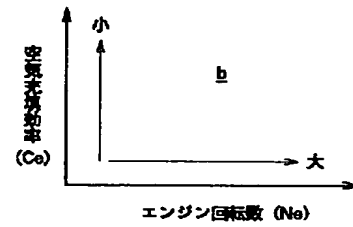
【図9】



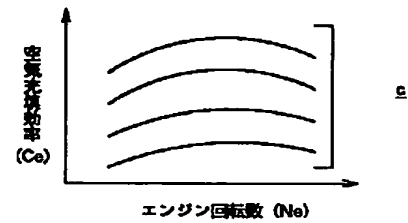
【図10】



【図14】

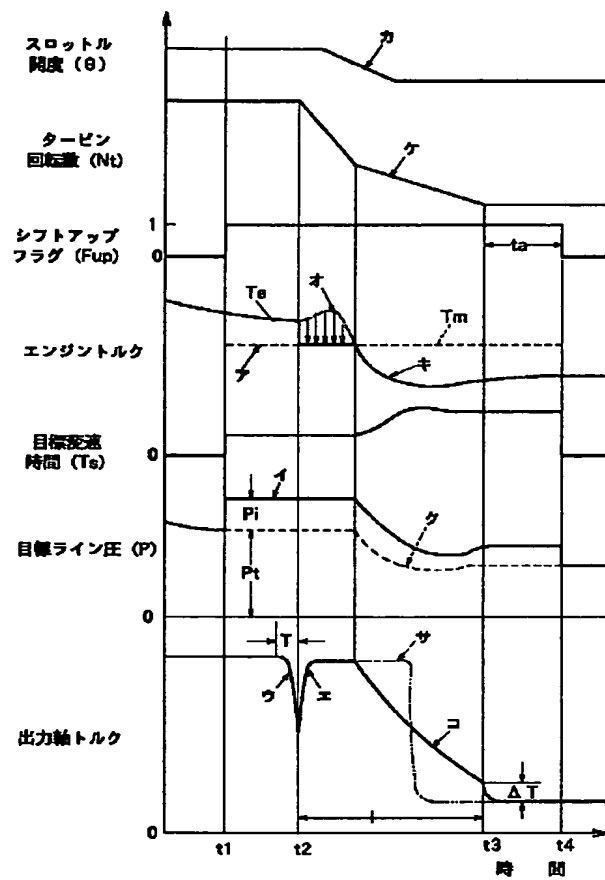


【図15】





【図16】



フロントページの続き

(72)発明者 上野 隆司  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内

(72)発明者 西里 鉄也  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内